

# Визначення динамічних сил та параметрів напружено-деформованого стану напіввагона при розвантаженні роторним вагоноперекидачем

Руслан Візняк

*Український державний університет залізничного транспорту,  
м. Харків, Україна*

Питання збереження вагонного парку в сучасному процесі перевезення має важливе значення для власників та операторів рухомого складу, виходячи з балансу робочого і неробочого парку. Головною причиною пошкоджень несучої конструкції напіввагона є недотримання змісту нормативних документів під час виконання вантажно-розвантажувальних робіт. Розвантаження напіввагонів (ПВ) способом перекидання було введено на промислових підприємствах ще у минулому столітті під час інтенсивної індустріалізації за німецьким досвідом та постачанням техніки, і у теперішній час успішно здійснюється за допомогою спеціальних технічних пристосувань – стаціонарних вагоноперекидачів роторного принципу дії (СРВП). Оскільки ПВ при перекиданні, знаходячись в єдиній механічній системі з СРВП зазнає значного силового впливу з боку його робочих органів, важливим є питання визначення, контролювання та подальшого нормування динамічних навантажень, які діють під час розвантаження, що забезпечуватиме збереження несучої конструкції кузова ПВ, його вузлів та елементів, уникаючи при цьому характерних пошкоджень та несправностей, а також непередбачених витрат на ремонтні роботи.

Як відомо, розвантаження вагонів-гондол, тобто сучасних ПВ способом перекидання було введено на промислових підприємствах ще у минулому столітті і у теперішній час вкрай успішно здійснюється за допомогою сучасних СРВП. Однак, слід зауважити,

що під час вивантаження насипних та навалювальних вантажів основні вузли та конструкційні елементи ПВ майже завжди зазнають наднормових навантажень, що у фінальній фазі призводить до перевищення межі пружності матеріалів, з яких вони виготовлені, і як наслідок, їх залишкових деформацій, що за керівними нормативними документами, вважається пошкодженнями [1,2,5]. Тому при здійсненні відповідних досліджень необхідно зосередити увагу на оцінці динамічної завантаженості ПВ і обов'язковому уточненні та своєчасному перенормуванні припустимих величин силового впливу на конструкцію з боку робочих органів СРВП.

Чітке визначення динамічних сил та ретельний аналіз впливу їх величин на збереження та міцність конструкції вузлів та елементів при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт є одним з обов'язкових процедур оцінювання технічного стану та експлуатаційної надійності вантажних вагонів, а саме ПВ, що отримало продовження досліджень даної проблематики у роботах [1-6].

Під час проведення досліджень з метою теоретичного визначення динамічних сил, які діють на елементи несучої конструкції кузовів ПВ, здійснювався їх натурний огляд, збирання та оброблення статистичних даних характерних пошкоджень та несправностей. Головним чином приділялася увага тим пошкодженням і несправностям, які відповідають інтенсивному застосуванню робочих органів вказаних технічних засобів під час вивантажування кузовів з метою їх подальшої класифікації. Виявлено, що найбільш поширеною причиною пошкоджень в елементах конструкції є недотримання та відхилення від обов'язкового виконання умов стандартів, які регламентують технічні параметри та нормативи для використання засобів механізації при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт, згідно [7-10]. Ця проблематика також досліджувалась у роботах [11, 13] і вже знайшла відповідні конструкційні технічні рішення. Але ще не досить повно відображено визначення кінематичних і динамічних факторів та їх вплив на несучу конструкцію кузовів ПВ при виконанні процесу перекидання саме на

СРВП, як найбільш продуктивного способу і технічного засобу, що в подальшому дасть змогу скласти реальне уявлення та вірогідно оцінити міцність при навантаженості з метою визначення технічного стану ПВ для подальшого здійснення належних функцій у процесі перевезення.

Як відомо, всі типи СРВП працюють за принципом обертання вагона навколо горизонтальної вісі свого центру тяжіння, тому навантаження, які діють на кузоваи ПВ, прогнозують і визначають картину його напружено-деформованого стану (НДС), можуть враховуватися за деякими наближеннями, такими як ідентичні типові. За досить тривалий час спільної роботи таких технічних засобів можуть бути згадані наступні види експлуатаційних навантажень [3,4,6]. Як демонструє довготривалий досвід спостережень за особливостями експлуатаційної роботи технологічних тандемів СРВП-ПВ, отримано технічно-концентрований погляд на хронічне існування проблеми супроводу несучих конструкцій вагонів «небажаними супутниками» у вигляді наслідків завершення операцій розвантаження насипних та навалювальних вантажів з кузовів, а саме залишкових деформацій. Шляхом ретельного дослідження цієї частини невирішеної загальної проблеми встановлено, що основним недоліком є недосконалість кінематично-динамічних параметрів агрегатів перекидання ПВ та хронічне невстигання слідкування за встановлюваним та нормованим технічним станом вузлів прилягання СРВП та взаємодії з конструкційними зонами вагонів, які надходять під обов'язкове оброблення за умовами самої суті та успіху перевезень. З метою проведення досліджень з уточненого аналізу НДС та оцінки міцності елементів несучої конструкції кузовів суцільнометалевих ПВ класично здійснюється їх натурний огляд у встановленій вибірці, фіксація локальних місць розповсюдження залишкових деформацій та систематизація статистичних даних з характерних пошкоджень, саме за ознаками під час здійснення розвантажувальних операцій на СРВП. Головним чином приділяється увага характерним несправностям і пошкодженням, які відповідають застосуванню наявних вагоноперекидачів роторного типу при

виконанні вивантаження, згідно опрацьованої класифікації. При цьому обов'язково уточнюється відповідність найбільш поширених причин появи пошкоджень рецидивам наслідків у вигляді залишкових деформацій конструкційних елементів різного характеру, що миттєво сигналізує про технологічне недотримання (порушення) умов, затверджених та чинних стандартах [5-7], які регламентують силові нормативи для якісного використання засобів механізації по відношенню до вагона. Найбільшу увагу з даного питання щодо аналізу НДС відкритих вагонів, тобто без надбудови у вигляді даху, і під час подальшої оцінки міцності при перекиданні за останній час приділено увагу в роботах [10-12].

Метою даної роботи є визначення та уточнення силових факторів, які діють на вузли та елементи конструкції ПВ під час розвантаження на СРВП способом перекидання при обертальному русі. При цьому було поставлено такі основні завдання дослідження:

- з'ясування характеру дії експлуатаційних навантажень на ПВ із міркувань їх впливу на рівень пошкоджень та збереження;
- доопрацювання розрахункових схем і особливостей фізичного процесу перекидання, отримання кінематичних параметрів;
- побудова уточненої математичної моделі з метою визначення динамічних факторів, які діють на ПВ під час розвантаження.

Головною метою досліджень під час вивантажування ПВ на СРВП після попереднього уточнення величин, які діють на нього та реальних силових факторів, є уточнений аналіз НДС та оцінювання міцності під час фізичного процесу ударного контакту елементів несучої конструкції ПВ з привалювальною плитою та верхніми упорами СРВП. При цьому очевидно формулюються такі основні завдання подальших досліджень, згідно тематиці даної роботи:

- ретельне практичне вивчення особливостей процесу взаємодії ПВ з робочими органами СРВП;
- побудова скінченно-елементної моделі (СЕМ) кузова ПВ, який має «глуходонну» конструкцію, призначеного безпосередньо для розвантаження на СРВП на відміну від універсальних, які обладнано стандартними кришками розвантажувальних люків у підлозі та які

мають змогу розвантаження у гравітаційний спосіб, тобто під дією власної ваги насипних і навалювальних вантажів (НВ);

– остаточне визначення несприятливих сполучень груп навантажень, які діють на кузови ПВ під час розвантаження та реальних зон їх прикладення під час взаємодії з СРВП на промислових об'єктах та складання конкретизованих розрахункових схем;

– проведення розрахунків міцності кузовів ПВ; подальший аналіз результатів НДС та оцінювання міцності кузова ПВ.

Під час вивантажування з ПВ насипних вантажів способом перекидання основними пошкодженнями несучої конструкції за підвищених величин навантажень, які діють на кузов, є злами обшивки, обриви і вигин стійок кузова, прогини верхньої обв'язки в місцях контакту з упорами СРВП, деформація торцевих стійок, випадання пружин ресорних підвісок візків, центрувальних балочок і маятникових підвісок автозчеплення, чек гальмових колодок. На відміну від попередніх способів розвантаження, рівень збереження і надійності ПВ залежить від наявності справного армування привалювальної плити і упорів СРВП, а також дотримання технічних вимог, які висуваються щодо збереження рухомого складу, згідно [12, 13].

Усі типи перекидачів працюють за принципом обертання вагона навколо свого центру тяжіння, тому навантаження, які діють на кузови, мають враховуватися за деяким наближенням, як ідентичні. Це наступні їх види, систематизовані на рисунках 1, 2:

– ударне на бічну стінку ПВ під час прилягання до привалювальної плити, яке характеризує величина кута повороту ротора на  $9-16^\circ$ . Величина сили залежить від багатьох факторів, у першу чергу, кінематичних і геометричних;

– ударне на верхній обв'язувальний пояс під час контакту з верхніми упорами. Навантаження визначається також швидкістю обертання ротора, масою платформи, справним станом упорів та іншими технічними факторами;

– ударні від переміщення мас шарів вантажу, які змерзлися чи злежалися, тому мають бути передбачені захисні конструкції (щити). Вони підвищують масу СРВП, тому стають можливими пошкодження верхнього обв'язувального пояса і обшивки (вм'ятини, вигини, прогини);

– розподілені у верхньому обв'язувальному поясі при монолітному стані вантажу. Достатньо слабкий за жорсткістю профіль пояса сприймає сумарне навантаження від ваги вантажу, тари і платформи СРВП з люлькою;

– на верхній обв'язувальний пояс від упорів СРВП внаслідок перерозподілу центра ваги;

– на торцеві секції в результаті нерівномірного прилягання кузова до верхніх упорів СРВП, що призводить до виникнення залишкових деформацій вигину елементів конструкції кузова ПВ;

– сили ваги на пружини, клинові гасильники коливань, деталі автозчеплювального обладнання та кришок люків, під час вмикання вібропристроїв, які створюють і передають вимушені коливання через верхні упори на верхній обв'язувальний пояс;

– сумарні знакозмінні у різних комбінаціях, що призводить до різного роду пошкоджень.

УСРВП висипання вантажу починає відбуватися після того, коли кут повороту ротора  $\varphi_x$  за своєю величиною стає рівним  $\varphi_d$  (куту природного відкосу вантажу), або більше за нього. Вихід вантажу відбувається нерівномірно, але значно зростає по мірі зростання кута повороту. Зазвичай в експлуатації кут перекидання для висипання вугілля з ПВ не перевищує 135-140°. Однак, на практиці може зустрітися явище злежування і змерзання вантажу і, як наслідок, його часткове налипання або примерзання до стін ПВ у зимових умовах. Максимальний кут повороту СРВП широкої колії складає 180°.

Вивантажування ПВ на СРВП, яке застосовується також для розвантаження вагонів хоперів-дозаторів для перевезення ферорудних матеріалів, збагаченої руди, сировини для металургійної промисловості, пов'язано з наступною особливістю. Під час подачі ПВ до платформи СРВП під розвантаження виникають значні

складнощі з розташуванням верхнього обв'язувального пояса бічної стінки згідно вимог чинних стандартів. Іншими словами, верхні упори СРВО мають контактувати з вузлами з'єднань вертикальних стійок і поясу бічної стінки, і бічна стінка кузова при цьому всією площиною має прилягати до привалювальної плити СРВП, але ці вимоги на практиці реально не виконуються через складні технічні причини. Фізичний процес взаємодії вузлів СРВП з елементами кузовів ПВ різних моделей, які відрізняються геометричними розмірами, зумовленими різним корисним об'ємом та вантажопідйомністю, характеризуються випадковим контактом упорів з верхнім обв'язувальним поясом, а точніше, вони часто передають навантаження на кузов через зону прогону поміж стійками кузова, що неприпустимо. Розраховано, що більше 30% площі бічної стінки кузовів чотирьохвісних ПВ у різних випадках не контактує з привалювальною плитою СРВП, яка складається з трьох секцій для можливості розвантаження шести- і восьмивісних конструкцій ПВ, відповідних існуючих моделей. Без сумніву, це призводить до деформації кузова, особливо в зонах обшивки і верхнього обв'язувального поясу, які не захищені плитою і опорою на стійки кузова, і викличе залишкові деформації у вигляді прогинів різної величини. На рисунках 1 і 2 показано схеми розташування верхніх упорів СРВП над конструкцією бічної стінки кузова ПВ. Як пояснення до складних схем, які показано на рисунках, необхідно вказати наступне: стійки бічних стінок пронумеровані й обведені в коло, чорним кольором показано верхні упори СРВП разом з прикладеним рівномірно розподіленим навантаженням –  $q$ , кН/м. На можливих варіантах рисунків 1) і 2) колом обведено верхній упор, для акцентування реального випадку прикладення упора СРВП до верхнього обв'язувального пояса у прогін між стійками кузова; довжину цілого прогону на рисунках а) і б) позначено як  $2L$ . Пунктирною лінією показано можливе прогинання обв'язки –  $\delta$ , або його відсутність,  $\delta = 0$ .

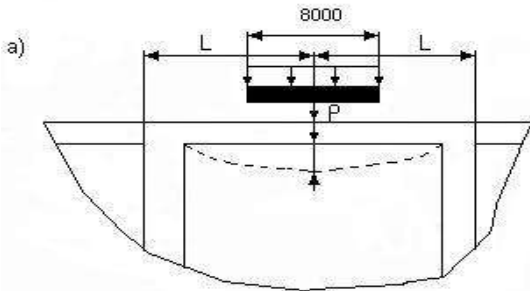
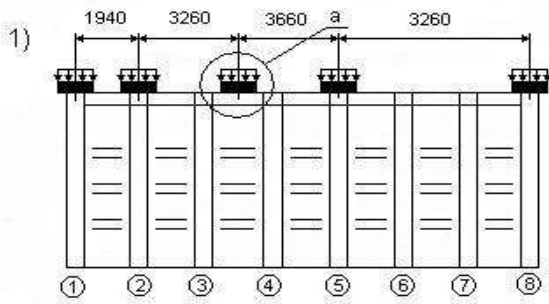


Рисунок 1 – Небезпечне прикладення упорів СРВП до прогону кузова ПВ:  
 1 – небезпечне розташування упорів в прогоні між 3 і 4 стійками ПВ; а – розташування упору в прогоні стійок кутом

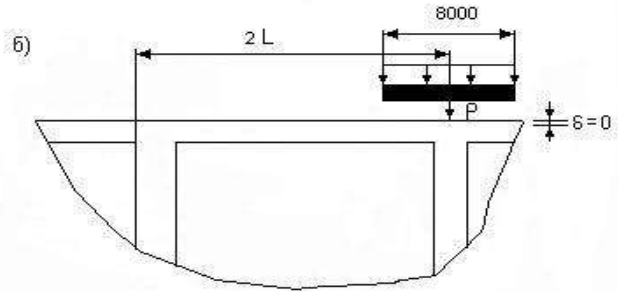
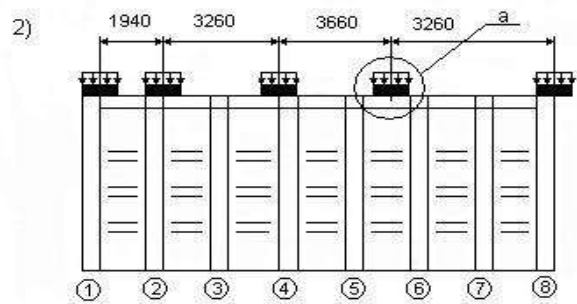


Рисунок 2 – Прикладення упорів СРВП до вузла кузова ПВ:  
 2 – Небезпечне розташування СРВП в прогоні між 5 і 6 стійками; б – розташування упору над конструкцією

Як видно з рисунків 1 і 2 (варіанти 1 і 2), упори, обведені в коло, досить часто потрапляють в зону прогону між стійками (ілюстрація а) на рис. 1), а не навпроти вузла з'єднання стійки з верхньою обв'язкою (ілюстрація б) на рис.2). Таке явне непотрапляння упора, зумовлене невідповідністю геометричних розмірів конструкції чотирьохвісного ПВ і СРВП, призводить до деформації верхнього обв'язувального пояса і стійок у різних площинах та їх зламам.

Виявлено, що в експлуатації під час розвантаження ПВ часто спостерігається його рух по платформі люльки в той момент, коли оператор вже увімкнув привод повороту ротора для обертового руху ПВ, за цим неважко відмітити, що в більшості випадків упори змінюють своє положення відносно верхнього обв'язувального пояса ПВ (рис. 3, випадок 1). Такий результат взаємодії конструкцій часто призводить до хвилеподібних деформацій (ілюстрація а), розширенню або звуженню кузова по верхній секції бічної стінки, але



вже не місцевому від дії одного упора, що пошкодить кузов значною мірою.

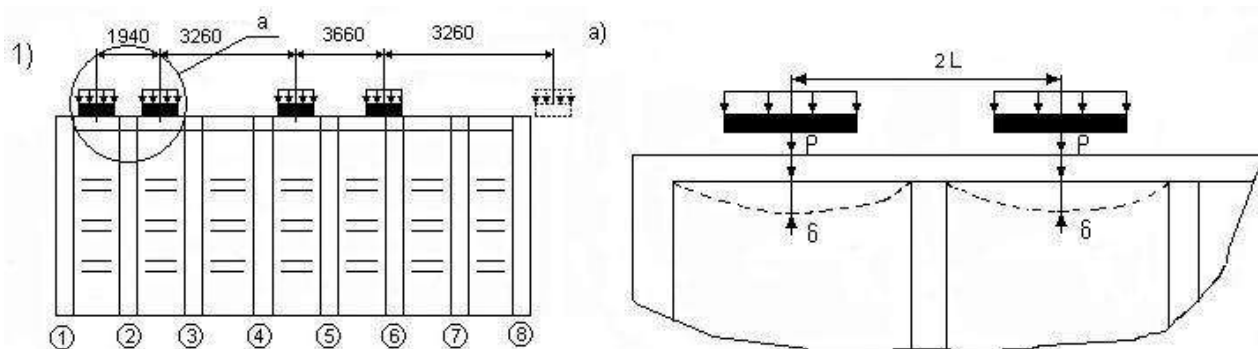


Рисунок 3 – Схема прикладення верхніх упорів до верхнього обв'язувального пояса при інерційному русі ПВ по платформі люльки СРВП: 1 – небезпечне розташування декількох упорів СРВП в секціях ПВ; а – розташування упорів у прогонах секцій ПВ

Під час дослідження технічного стану СРВП з метою виявлення недосконалостей їх конструкцій в плані забезпечення збереження кузовів ПВ в різноманітних портах залізнично-водного сполучення, встановлене гумове армування привалювальних плит монтується за блочним принципом, тобто окремими ділянками відповідних розмірів, що призводить до їх випадіння і відсутності при роботі з ПВ. Наприклад, відсутність у деяких зонах цілих ділянок розміром  $0,5 \times 0,5$  м обов'язково призводить до деформації обшивки і стійок кузова. Окрім цього, не завжди вистачає висоти гумового армування ( $h = 1900$  мм) для захисту усього периметра бічної стінки кузова по відношенню до висоти бічних стінок кузовів ПВ різних моделей ( $h \geq 2060$  мм), що також призводить до очевидних пошкоджень верхньої частини кузовів ПВ. Верхні упори СРВП не мають гумового армування зовсім, що негативно впливає на справний склад верхнього обв'язувального пояса ПВ. Ці недосконалості експлуатації СРВП наведені на рисунку 4.



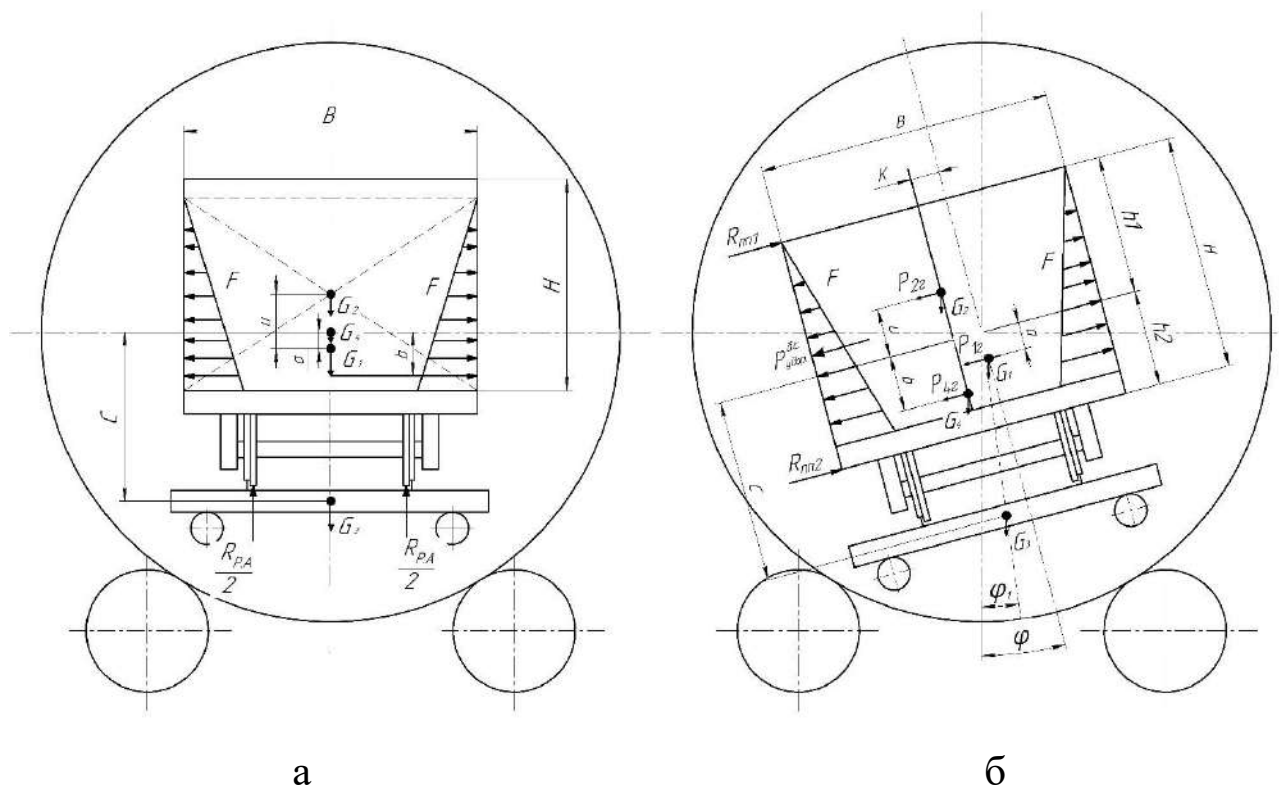
а



б

Рисунок 4 – Особливості технічного складу СРВП, які впливають на збереження ПВ: а – місцева відсутність армування привалювальної плити всередині; б – відсутність армування контактних поверхонь верхніх упорів

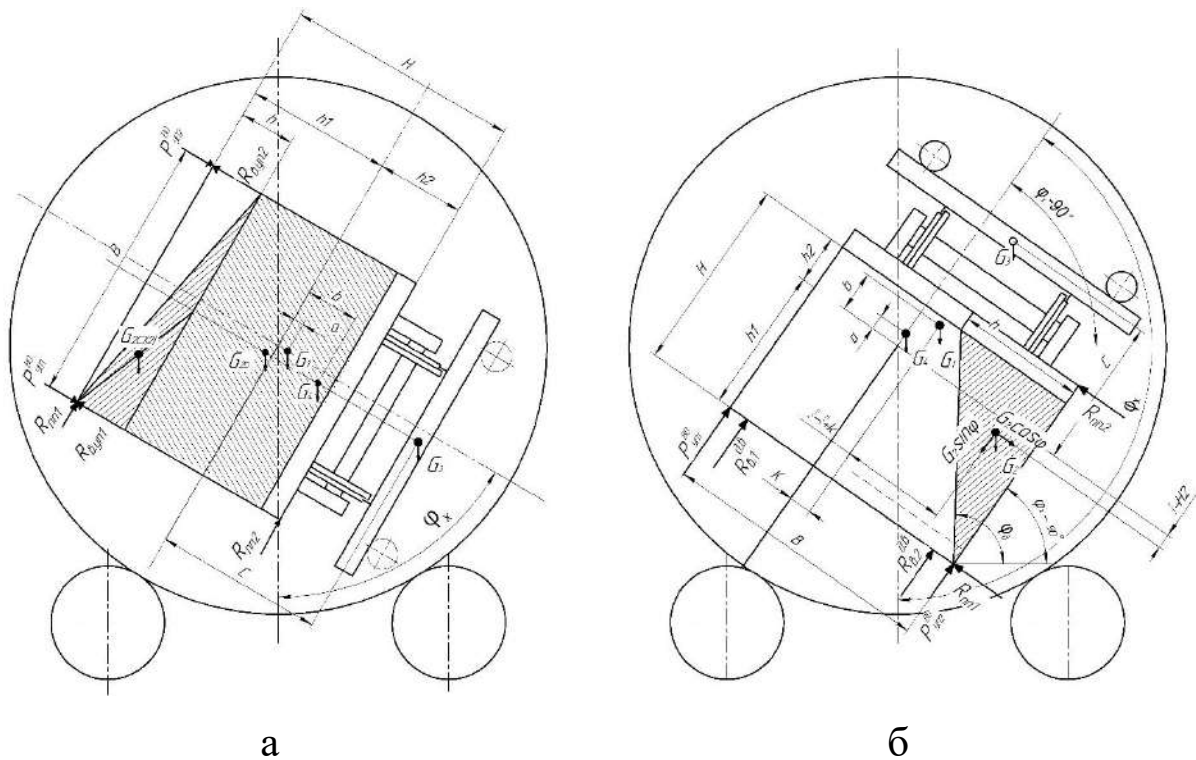
Під час зрушення з місця (рис. 5, а) на кузов діють сила розпирання вантажу  $F$  і сили тяжіння вантажу  $G_2$ , кузова ПВ  $G_4$ . У подальшому, коли система починає обертання, люлька з кузовом ПВ починає зміщуватися на відстань  $K$ , долаючи кут повороту, який буде змінюватися у межах від  $0$  до деякого  $\varphi_1$ , при якому вагон переміщується до бокової стіни ротора СРВП (рис. 5,б). Рух люльки буде супроводжуватися прискоренням, яке викличе удар бічної стінки ПВ об привалювальну плиту, що може викликати її пошкодження у вигляді залишкових деформацій. Також бічна стінка ПВ прилягає не всією площиною до привалювальної плити через випрямлення ресорних комплектів ходових частин (візків).



$R_{P.A.}$  – реакція від рейок люльки в початковому положенні;  $R_{П.П.}$  – реакція привалювальної плити від дії ударного навантаження бічної стінки ПВ ( $R_{П.П.1}$  и  $R_{П.П.2}$  – змінюються при нерівномірному привалюванні всієї площі бічної стінки, що супроводжується випрямленням ресорних комплектів візків;  $G_1$  – Ц.В. ротора СВВП;  $G_2$  – Ц.В. вантажу;  $G_3$  – Ц.В. люльки СВВП;  $G_4$  – Ц.В. ПВ;  $F$  – сила розпирання від дії вантажу на бічну стінку ПВ;  $\varphi$  – кут повороту системи;  $H$  – висота стінки ПВ;  $B$  – ширина кузова ПВ;  $K$  – зміщення люльки з кузовом ПВ відносно ротора СВВП;  $P_{1z}$ ,  $P_{2z}$ ,  $P_{3z}$  – відповідно горизонтальні складові  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_4$ , які впливають на величину ударного впливу бічної стінки і верхніх упорів,  $P^{б.с.}_{удар(1(2))}$  і  $P_{в.уп.(1(2))}$ .

Рисунок 5 – Початкова стадія перекидання кузова ПВ:

а – початкове положення ПВ в роторі СВВП ( $0^\circ$ ); б – положення під час контакту кузова ПВ з привалювальною плитою ( $9-16^\circ$ )



$R_{В.уп.}$  – реакція верхніх упорів ( $R_{В.уп.1}$  і  $R_{В.уп.2}$  змінюються залежно від положення центру ваги системи);  $\varphi_x$  – кут, який змінюється під час обертання системи;  $P_{уп1(2)}^{В0}$  – ударні навантаження на верхню обв’язку від верхніх упорів;  $G_{2\Delta(2)}$  – вага частини (призми) вантажу (вугілля), який висипається;  $P_{1(2)}^{Вб}$  – вібраційне навантаження від дії вібраторів (170-175°)

Рисунок 6 – Завершальний етап перекидання: а – початок висипання вантажу із ПВ і стикання ПВ з верхніми упорами СРВП; б – кінець розвантаження вантажу з ПВ

При досягненні кута природного відкосу вантажу (вугілля), починається розвантаження ПВ, яке супроводжується навантаженням привалювальної плити бічною стінкою кузова. Кут  $\varphi_x$  буде змінюватися в межах від кута природного відкосу вантажу в русі від  $\varphi_d$  до  $\varphi_2$ , що відповідає початку розвантаження (рис. 6, а), в цей момент площа поперечного перерізу матеріалу в ПВ може бути у вигляді прямокутника і трикутника.

При перевищенні положенням ротора кута  $56^\circ$  відбувається ударний вплив верхньої обв'язки з передніми і задніми упорами СРВП, і ПВ залишається в цьому положенні до повного повороту ротора.

Під час заключної фази розвантаження кут повороту  $\varphi_x$  змінюється від  $\varphi_2$  до кінцевого кута обертання  $\varphi$ , тобто вантаж розташовується по трикутнику ( $\Delta$  призми) (рис. 6, б). Конструкція ПВ сприймає значні навантаження від ваги  $G_2, G_3, G_4$  по верхній обв'язці в результаті дії реакцій  $R_{п.п.1}$  і  $R_{п.п.2}$ , які змінюють значення залежно від кута повороту.

В експлуатації на СРВП витікання вантажу починається після того, як кут повороту ротора  $\varphi_x$  за своєю величиною стає рівним  $\varphi_d$  (куту природного відкосу вантажу), або більшим за нього. Витікання вантажу здійснюється нерівномірно і прискорюється по мірі зростання кута повороту. Звичайно, на практиці кут перекидання для безперешкодного виходу вугілля з ПВ не перевищує  $135-140^\circ$ . Однак, через зміну атмосферних умов часто зустрічається злежуваність або змерзання часток між гранулами вантажу і, як наслідок, його часткове налипання або примерзання до стінок у зимових умовах. Максимальний кут повороту ротора СРВП широкої колії приймається  $180^\circ$ .

Аналізуючи розглянуті положення механічної системи ПВ – СРВП, можна зробити проміжний висновок, що у наведеній методиці розрахунку кузова не враховується:

1) нерівномірне прилягання бічної стінки верхньої обв'язки кузова до привалювальної плити через випрямлення ресорних комплектів у динаміці, а також зусилля, що діє від власної ваги люльки на верхню обв'язку, що також значно впливає на міцність;

2) сумарні навантаження, які прикладаються до верхньої обв'язки за умови, що вантаж монолітний і здатний зависати у кузові.

З метою визначення прискорень, які діють на елементи кузова ПВ під час вивантаження насипних (навалювальних) вантажів (НВ) за допомогою СРВП було складено систему диференційних рівнянь

руху динамічної системи СРВП-ПВ-НВ за принципом Лагранжа II роду для не консервативних систем.

При цьому, з метою моделювання процесу перекидання кузова ПВ, уточнені диференційні рівняння руху системи, згідно [12, 13] матимуть вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_x^{срвп} (\ddot{\theta}_{срвп} + \ddot{\theta}_{пв} + \ddot{\theta}_{нв}) + P_{срвп} \cdot \dot{\theta}(t) \cdot R_{срвп} + N_{срвп} \cdot F \cdot \dot{\theta}(t) \cdot R_{срвп} = M_i(t); \\ m_{пв(нв)} \cdot \ddot{Z} + 4c_z \cdot Z + 8 \cdot \beta \cdot \dot{Z} + N \cdot F \cdot \dot{Z}(t) = F_i(t); \\ m_{пв(нв)} \cdot \ddot{y} + 4 \cdot c_y \cdot y + 8 \cdot \gamma \cdot \dot{y} = F_j(t); \\ I_x^{пв} (\ddot{\theta}_{пв} + \ddot{\theta}_{нв}) + P_{пв} \cdot \dot{\theta}(t) \cdot r_{пв} + N_{пв} \cdot f_{пв} \cdot \dot{\theta}(t) \cdot r_{пв} = M_j(t); \\ I_x^{нв} \cdot \ddot{\theta}_{нв} + P_{нв} \cdot \dot{\theta}(t) \cdot r_{нв} + N_{нв} \cdot f_{нв} \cdot \dot{\theta}(t) \cdot r_{нв} = M_k(t). \end{array} \right. \quad (1)$$

де  $I_x^{срвп}, I_x^{пв}, I_x^{нв}$  – відповідно, моменти інерції СРВП, ПВ, НВ відносно осі обертання;

$P_{срвп}, P_{пв}, P_{нв}$  – робоча вага СРВП, ПВ, НВ;

$N_{срвп}, N_{пв}, N_{нв}$  – притискальна сила СРВП, ПВ, НВ;

$F, f_{пв}, f_{нв}$  – коефіцієнти тертя, відповідно між вузлами СРВП, ПВ, НВ і внутрішнє тертя між частками вантажу;

$C_{Z(y)}$  – жорсткості ресорних комплектів візків модельного ряду 18-;

$R_{срвп}, r_{пв}, r_{нв}$  – радіуси обертання, відповідно СРВП, ПВ, НВ;

$\beta, \gamma$  – еквівалентні коефіцієнти тертя клинових гасильників коливань у вертикальному і горизонтальному напрямках;

$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$  – відповідно, кутові переміщення, швидкості і прискорення відносно осі  $x$ ;

$\dot{\theta}(t), \dot{Z}(t)$  – припущення корегування за  $t$  з метою дотримання одиниць виміру у рівняннях, тобто моментів та сил;

$y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z}$  – відповідно, поступальні переміщення, швидкості і прискорення ПВ і НВ при обертанні СРВП;

$m_{пв(нв)}$  – зміна маси внаслідок висипання (витікання) при обертанні частини вантажу;

$M_i(t); M_j(t); M_k(t); F_i(t); F_j(t)$  – обертальні примушувальні силові фактори;

$F_{i(j)}$  – узагальнена сила при 170-175° (на кінцевій стадії розвантаження), поповнюється відцентровою при вмиканні в роботу вібраторів, а саме:

$$F_1 i(t) + F_2 j(t) = A_1 \cos(\omega_1 t) e + \left[ \frac{mv^2}{r_{дб}} \cos \omega_2 t = m\omega_{дб}^2 Z_{дв} \cos \omega_2 t \right] \quad (2)$$

де  $A_1 - Q_o$  – вага вала ротора СРВП, кг;  $r_{дб}$  – радіус дисбалансу вібратора, м;  $e$  – ексцентриситет, м.

Зауважимо, що в системі (1) інерційні складові силового енергетичного балансу, тобто ті, що з урахуванням мас частин механічної системи враховані першим членом, потенціальні та дисипативні, тобто пружні і розсіювальні складові враховані, відповідно, другим та третім членами у п'яти рівняннях загальної математичної моделі для визначених трьох ступенів свободи. Вхідними параметрами є геометричні значення як складових, так і самої механічної системи ПВ-СРВП. Початковими умовами задачі при цьому обрано відповідні кутові та лінійні переміщення та швидкості в початковий момент часу  $t_0 = 0$ ;  $\{\theta, \dot{\theta}; y, \dot{y}; z, \dot{z}\}(0) = 0$ . Обмеження моделі встановлюються із міркувань технічного стану як ПВ, так і самого СРВП, а також показників технологічності процесу перекидання та фізико-механічних властивостей насипного вантажу, який підлягає розвантаженню. Достовірність математичної моделі при отриманні результатів теоретичних досліджень перевіряється критеріями адекватності при плануванні та постановці експериментальної роботи і проведенні відповідних випробувань для сформульованих задач.

З метою вирішення системи диференціальних рівнянь вона зводилася до нормальної форми Коші, з подальшим інтегруванням за відомим методом Рунге-Кутта. На підставі цього було отримано величини прискорень ПВ насипного вантажу (НВ) і СРВП під час

розвантаження,  $a$ ,  $\text{м/с}^2$  (рис.7-9). Урахування дійсних величин прискорень остаточно надає можливість визначення динамічних навантажень, які діють на вузли та елементи конструкції ПВ.

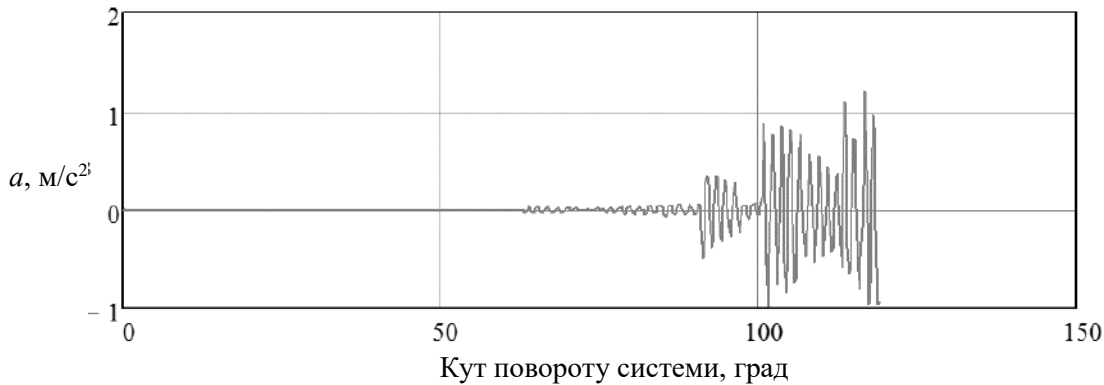


Рисунок 7 – Характер прискорень частин СРВП при перекиданні



Рисунок 8 – Характер прискорень кузова ПВ при перекиданні



Рисунок 9 – Характер прискорень НВ при перекиданні

У зв'язку з цим було сформульовано задачу дослідження напружено-деформованого стану (НДС) кузова ПВ і уточнення параметрів його міцності та, невід'ємно, збереження, виходячи з



особливостей спільно-технічної системної роботи ПВ і СРВП. Поставлена задача має вирішуватись за допомогою чисельного інтегрування диференційних рівнянь розподілення повного функціонала потенційної енергії по елементах конструкції – прикладними варіаційними методами теорії пружності, класичної і будівельної механіки машинобудівних конструкцій, а також опору матеріалів. Основні закони цих методів інтегровані у сучасний і найбільш точний метод для аналізу міцності – метод скінченних елементів (МСЕ), прикладне застосування якого в роботі дало змогу отримати уточнені теоретичні результати, наведені за змістом.

Скінченно-елементна модель (СЕМ) кузова ПВ створювалася з набору окремих підконструкцій, поєднаних у єдиний ансамбль (рис. 10). Модель було складено з 16677 вузлів та 28412 скінченних елементів (СЕ), оптимальну кількість яких враховували і обирали вбудованими можливостями програмного комплексу. При побудові СЕМ кузова ПВ були використані об'ємні (тетраедральної форми) СЕ і елементи типу «оболонка», які адекватно описують геометрію конструкції складових частин ПВ, чого було достатньо для вибору аналітичних функцій для апроксимації геометрії і опису складових частин кузова при дослідженні експлуатаційних динамічних умов згідно [10, 13]. Такий підхід дає змогу проводити незалежну підготовку і відлагодження вихідних даних для кожної підконструкції за блочно-модульним принципом, а вже потім здійснювати складання загальної системи кузова і вирішення поставленої задачі завантаженості. Використаний при цьому програмний комплекс Pro\ENGINEER є відомим і розповсюдженим комплексом САПР компанії PARAMETRIC TECHNOLOGY CORPORATION (PTC, USA), а саме його додаток Pro/MECHANICA Structure. Він надає змогу точно визначити масу кузова досліджуваного ПВ, що автоматично враховувалося при виконанні задачі розрахунку машинобудівної конструкції на міцність і визначенні відповідних критеріїв для аналізу НДС і оцінювання міцності. Сформульовані розрахункові задачі було реалізовано спільно із спеціалістами відділу розрахунків на міцність ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод».

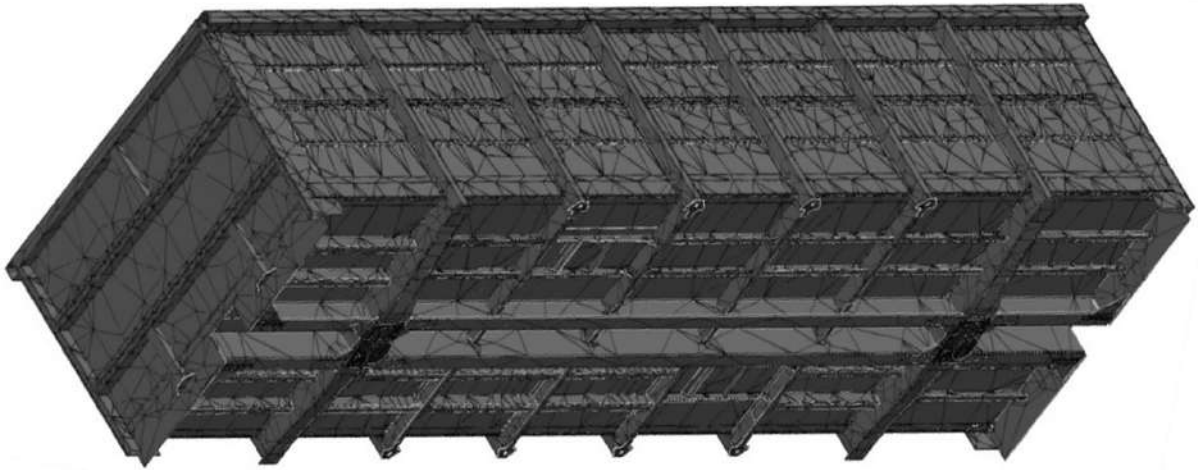


Рисунок 10 – Скінченно-елементна модель кузова ПВ

При розрахунках кузова ПВ було прийнято наступні припущення або обмеження (граничні умови при побудові розрахункової моделі):

- матеріал конструкції (низьколегована сталь марок 09Г2Д, 10ХСНД) працює у стадії пружних деформацій і має постійні характеристики: модуль Юнга (пружності)  $E=2,1 \times 10^5 \text{ МПа}$  і коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ ;

- привалювальна плита СРВП є абсолютно жорсткою;

- швидкість прилягання враховується коефіцієнтом динамічності  $K_d$ , як для раптового прикладення сили;

- прилягання бічної стінки ПВ відбувається миттєво за всім периметром обпирання відносно привалювальної плити;

- під час прилягання бічної стінки до привалювальної плити не враховували вертикальні і горизонтальні зміщення кузова відносно СРВП (знехтували прогинами ресорних підвісок ходових частин (візків), тобто пружини ресорного комплексу прийнято як жорсткі опори);

- зазори і прогини армувальної гуми привалювальної плити вважалися рівними нулю, тобто приймався випадок миттєвого прикладення сили, що враховується коефіцієнтом динамічності  $K_d$ .

Положення умовного повороту ПВ на  $12,5^\circ$  наведено на рисунку 2. При перекиданні платформа СРВП зміщується під дією власної ваги в напрямку прилягання бічної стінки ПВ до привалювальної плити. Для запобігання сходження ПВ з рейок під час повертання платформи перекидача, її конструкція передбачає наявність відбійного бруса. Приймається, що процес привалювання бічної стінки ПВ здійснюється одночасно з приляганням візків до відбійного бруса (зазор між бічною стінкою і привалювальною плитою рівний зазору між візком та відбійним брусом). Тому при приляганні ПВ до привалювальної плити складові частини загальної ваги кузова ПВ  $G_k$  і візків  $G_v$  розподіляються наступним чином:

- вага завантаженого кузова  $G_k$  і половина ваги візків  $G_v$  сприймається привалювальною плитою;
- друга половина ваги візків  $G_m$  сприймається відбійним брусом.

Для визначення сили нормального тиску вантажу  $N_{дин}$  на бічну стінку ПВ при повороті платформи на кут  $\alpha = 12,5^\circ$  було отримано наступну залежність:

$$N_{дин} = K_\delta \cdot Q_{в.куз} \cdot \sin \alpha, \quad (3)$$

де  $K_\delta$  – коефіцієнт динаміки ударного контакту кузова ПВ с СРВП;

$Q_{в.куз}$  – зусилля, яке діє на кузов ПВ, кН.

$$Q_{в.куз} = Q_v + Q_{віз} \quad (4)$$

де  $Q_v$  – вага вантажу в кузові, кН;

$Q_{віз}$  – вага одного візка ПВ модельного ряду 18-..., кН.

Коефіцієнт динаміки визначали за формулою, згідно теорії удару і фізичних властивостей тіл, що співударяються:

$$K_\delta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{ст}}} \quad (5)$$

де  $H$  – відстань до поверхні співударяння, м;

$\delta_{cm}$  – прогин конструкції кузова у вільному положенні, м.

Для випадку миттєвого удару бічної стінки кузова ПВ об привалювальну плиту в зоні верхнього обв'язувального пояса приймаємо  $H = 0$ , тоді  $K_d = 2$ .

Для визначення вертикальної складової  $P_e$  від ваги вантажу, яка діє на підлогу ПВ при повороті платформи СРВП на кут  $12,5^\circ$  приймаємо вираз:

$$P_e = Q_e \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

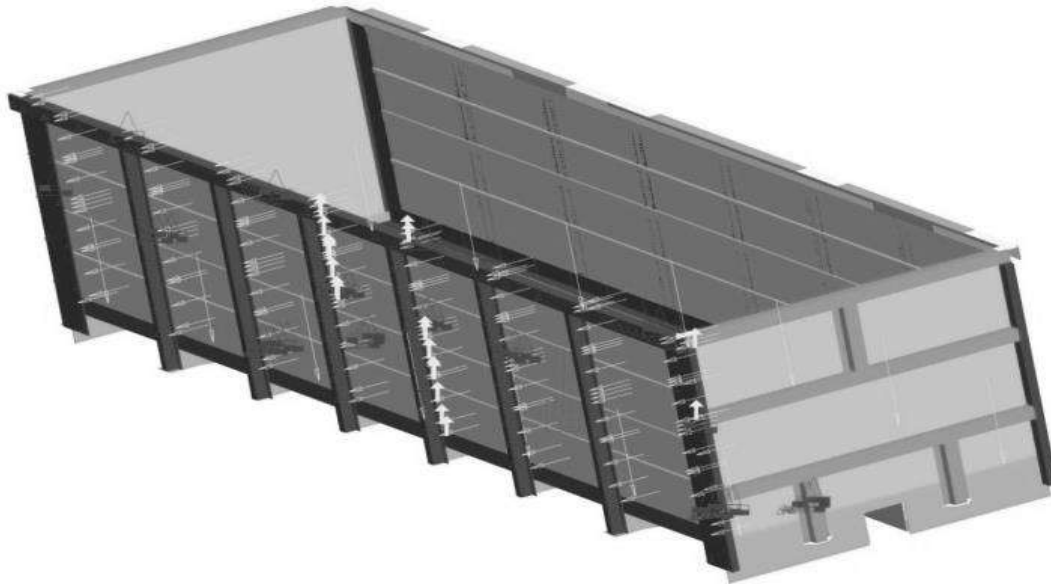
Вага металоконструкції кузова  $Q_{\text{куз}} = 127,53 \text{кН}(13\text{т})$  вираховувалась автоматично програмним засобом з моделюванням повороту кузова на  $12,5^\circ$ .

Обпирання кузова ПВ на візок представлено в розрахунковій схемі введенням відносно п'ятника і повзунів відповідних кінематичних закріплень. Обпирання бічної стінки на привалювальну плиту СРВП моделюється також встановленням жорстких закріплень.

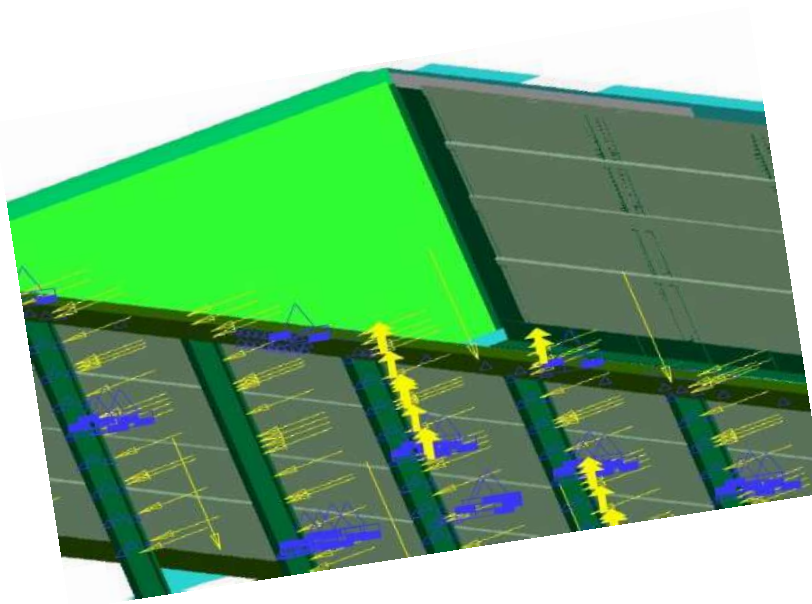
Такі ж розрахункові схеми було складено для основних силових положень процесу перекидання із розвантаженням, а саме: поворот кузова на  $56^\circ$ ,  $90^\circ$  і  $180^\circ$ . Для моделювання розрахункової схеми обпирання кузова ПВ на візки були введені обмеження на переміщення відносно п'ятників і повзунів шворневої балки рами відповідними кінематичними закріпленнями. Обпирання бічної стінки на привалювальну плиту СРВП теж моделювалось відповідними жорсткими закріпленнями.

Після процедури введення вхідної інформації склали систему лінійних рівнянь, невідомими в якій є сукупність переміщень і кутів повороту вузлових точок СЕМ кузова ПВ. Матриці жорсткості кожного СЕ склали у локальній системі координат (ЛСК), які потім об'єднували у глобальну матрицю жорсткості (ГМЖ) конструкції кузова ПВ.

На рисунку 11 (а) представлено розрахункову схему кузова ПВ при повороті платформи на  $12,5^\circ$  з розподіленням експлуатаційних навантажень між елементами кузова ПВ.



а



б

Рисунок 11– Розрахункова схема кузова ПВ при повороті платформи СРВП на  $12,5^\circ$  з позначенням зовнішніх сил та місць обпирання відносно конструкції СРВП: а – загальний вигляд; б – фрагмент частини кузова, вид зверху в масштабі 1:2

Задача про відшукування переміщень вузлів зводилась до знаходження функцій, для яких функціонал потенційної енергії  $\Sigma W_p$  має стаціонарне значення. За методом Рітца поля переміщень будь-якого вузла кузова ПВ записували у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} u &= \sum_{i=1}^n u_i \varphi_i(x, y, z); \\ v &= \sum_{i=1}^n v_i \psi_i(x, y, z); \\ \omega &= \sum_{i=1}^n \omega_i \xi_i(x, y, z) \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

де  $\varphi_i, \psi_i, \omega_i$  – алгебраїчні поліноми, які інтерполюють переміщення;  
 $u_i, v_i, \omega_i$  – переміщення вузлів, м.

Цей вираз для ЛСК у матричній формі записується у вигляді:

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ \omega \end{bmatrix} = L(x, y, z) \begin{bmatrix} \varphi_i \\ \psi_i \\ \xi_i \end{bmatrix} = L(x, y, z) \cdot \vec{\alpha} \quad , \quad (8)$$

де  $\vec{\alpha} = [\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{12}]^T$  – транспонована матриця інтерполяційних поліномів за умови що  $\alpha_i = [\varphi_i, \psi_i, \omega_i]$ .

Тоді транспонована матриця вузлових переміщень у глобальній системі координат (ГСК) має вигляд:

$$\vec{Z} = [\vec{z}_1, \vec{z}_2, \vec{z}_3, \vec{z}_4]^T, \quad (9)$$

де  $\vec{z}_i^T = [\varphi_i, \psi_i, \omega_i]$  – вектор переміщень вузла за ЛСК.

З урахуванням цих перетворень, вираз для переміщень вузла в ГСК записується в наступному вигляді:

$$\vec{Z}(xyz) = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = L(x, y, z)L^{-1} \cdot \vec{z}^{-1}, \quad (10)$$

де  $\vec{\alpha} = L^{-1} \cdot \vec{Z}$ .

Для визначення матриці жорсткості конструкції ПВ у загальній системі координат складаються рівняння:

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_p \\ \vdots \\ P_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & \dots & r_{1p} & \dots & r_{1m} \\ r_{12} & r_{22} & \dots & r_{2p} & \dots & r_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{p1} & k_{p2} & \dots & k_{pp} & \dots & k_{pm} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{m1} & r_{m2} & \dots & r_{mp} & \dots & r_{np} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ \vdots \\ Z_p \\ \vdots \\ Z_m \end{Bmatrix}, \quad (11)$$

де  $r_{ii}$  – матриця жорсткості конструкції кузова ПВ;  $P$  і  $Z$  – відповідно, транспоновані матриці кутових сил і переміщень.

Проводячи прямий хід за Гаусом, вирішували алгебраїчну систему рівнянь. Використовуючи формули Коші, за знайденим полем переміщень будували поля деформацій:

$$\vec{\varepsilon} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z; \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}] = F = B \cdot L^{-1} \cdot \vec{Z}, \quad (12)$$

де  $F$  – матриця рівнянь Коші;  $B$  – диференційована матриця  $L(xyz)$  з використанням формул Коші;  $\varepsilon, \gamma$  – відносні деформації і кути повороту елементів у кутових точках, відповідно, рад.

На основі закону Гука за полем деформацій класично будуються поля напружень згідно з формулою:

$$\vec{\sigma} = D \cdot B \cdot L^{-1} \cdot \vec{Z} , \quad (13)$$

де  $D$  – обернена матриця закону Гука для об'ємного напруженого стану.

Для проведення досліджень НДС кузова ПВ і виконання етапів математичного моделювання фізичного процесу ударного контакту кузова ПВ з привалювальною плитою СРВО було побудовано СЕМ кузова ПВ моделі 12-7023, який має «глуходонну» конструкцію і саме призначений для розвантаження на СРВП, на відміну від універсальних конструкцій, які мають кришки розвантажувальних люків у підлозі і можуть також розвантажуватися гравітаційним способом, тобто під дією власної ваги сипких і навалювальних вантажів  $G_v$ , які перевозяться. СЕМ кузова ПВ представлена набором окремих підконструкцій, об'єднаних у загальний ансамбль (рис. 12). Модель складається з 16677 вузлів і 28412 скінчених елементів (СЕ). При складанні СЕМ кузова ПВ було використано об'ємні СЕ і елементи типу «оболонка», чого було достатньо для опису складових частин кузова [5-10, 11, 12].



Рисунок 12 – СЕМ ПВ моделі 12-7023

Такий підхід дає змогу провести незалежну підготовку та відлагодження вихідних даних для кожної підконструкції, а потім здійснювати складання системи і знайти вирішення задачі.



Програмний комплекс PROMЕCHANICA дає змогу визначити масу кузова ПВ, яка автоматично враховується при вирішенні задач розрахунку конструкцій на міцність.

Під час розрахунків кузова ПВ було прийнято наступні припущення:

- матеріал конструкції (низьколегована сталь марок 09Г2Д, 10ХСНД) працює в стадії пружних деформацій і має постійні характеристики: модуль пружності  $E = 2,1 \times 10^5$  МПа і коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ ;

- динамічне ударне навантаження враховувалось введенням коефіцієнта динаміки  $K_d$  з умовою раптового прикладення;

- моделювалося повертання кузова на середній кут між  $9^\circ$  і  $16^\circ$ , який складає  $12,5^\circ$ .

З урахуванням цих прийнятих припущень виконано статичний розрахунок кузова на міцність, але такий підхід наближений до цього випадку. Процес повертання кузова ПВ на інші небезпечні кути ( $56^\circ$  і  $90^\circ$ ) має аналізуватися окремо і в цій роботі не приведений.

Результати розрахунку глухонного кузова ПВ на міцність при повороті в СРВП на кут  $12,5^\circ$  під час вивантажування наведено на рисунках 13, 14.

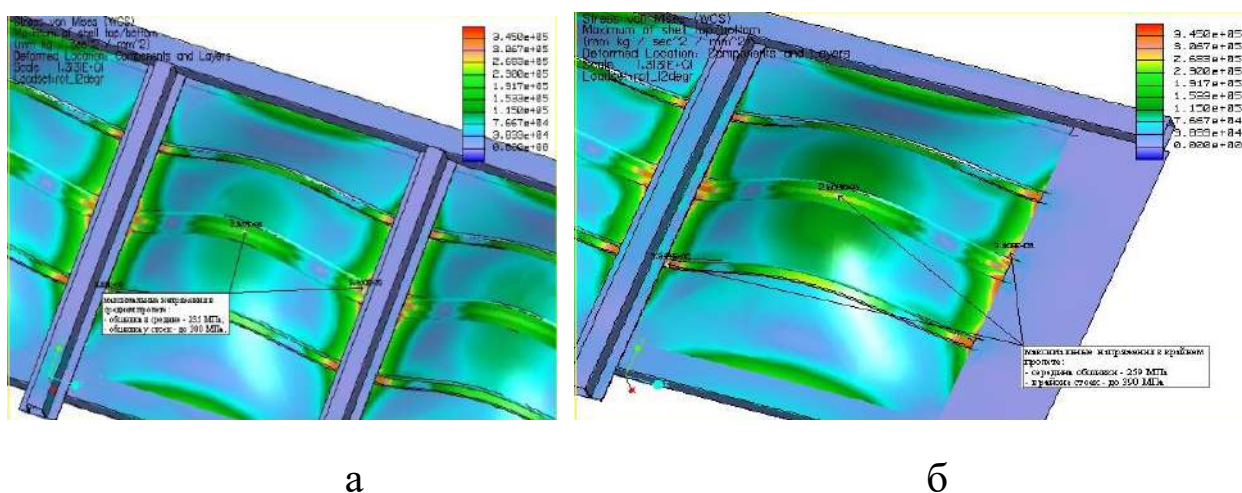


Рисунок 13 – Максимальні еквівалентні напруження (кПа), які виникають у середньому(а) і кінцевому (б) прогонах бічної стінки ПВ при повороті кузова на  $12,5^\circ$

Як видно з результатів досліджень НДС кузова ПВ, які відтворено протоколами багаторазових розрахунків на рисунках 13, 14, величини максимальних еквівалентних напружень (за теорією енергії формозмінення von Mises-Генску, або класично, за четвертою теорією міцності) спостерігаються в місцях з'єднання обшивки бічної стінки із стійками, а також у середній частині листів обшивки кузова, відповідно кінцевих і середніх секцій кузова ПВ.

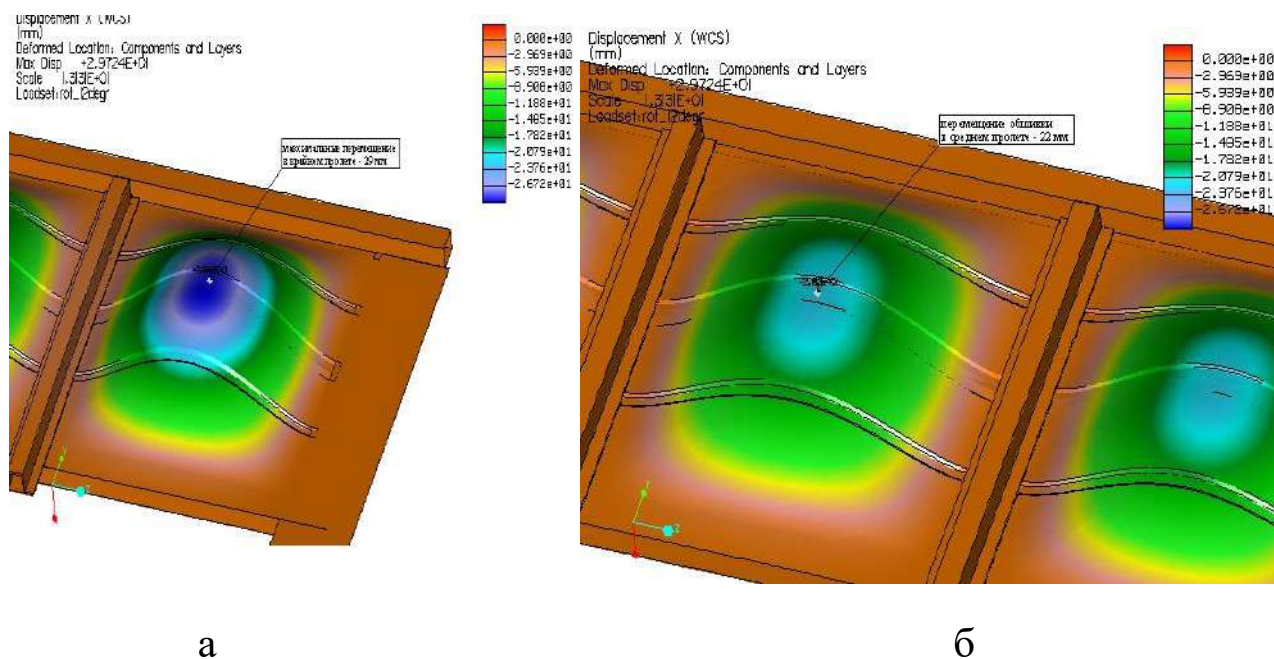


Рисунок 14 – Максимальні переміщення (мм), які виникають у середньому (а) і кінцевому (б) прогонах бічної стінки ПВ при повороті кузова на 12,5°

Для аналізу отриманих результатів були опрацьовані графічні залежності, які зображено на рисунках 15, 16, тобто відображено залежність величин напружень і переміщень від кута повороту системи – СРВП-ПВ-НВ.

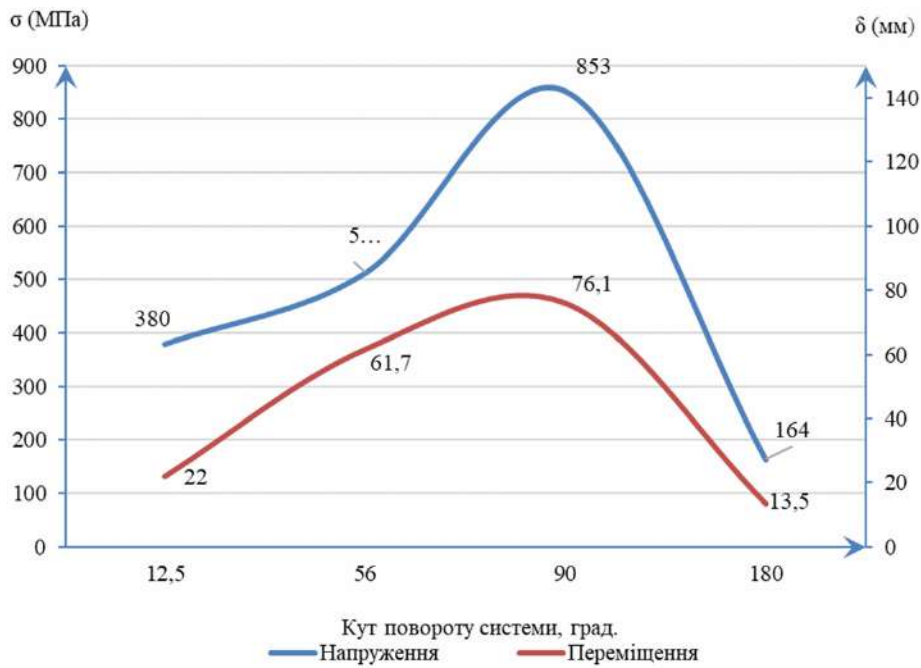


Рисунок15 – Максимальні еквівалентні напруження і переміщення у середньому прогоні бічної стінки кузова ПВ після повного повертання

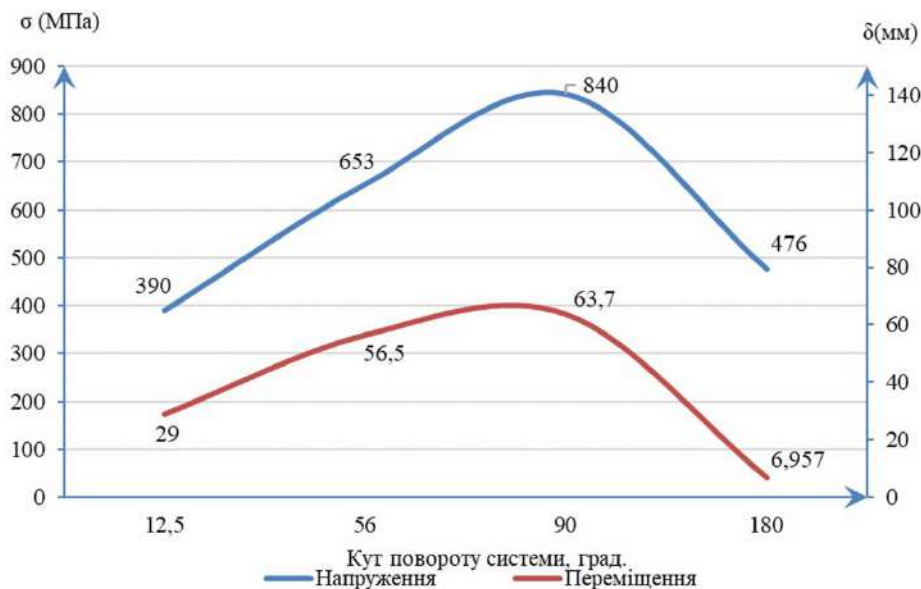


Рисунок 16 – Максимальні еквівалентні напруження і переміщення у кінцевому прогоні бічної стінки кузова ПВ після повного повертання

Під час виконаних досліджень було реалізовано поставлені завдання і отримано наступні результати:

– уточнено особливості фізичної взаємодії конструкційних зон ПВ під час контакту з робочими органами СРВП, визначено основні

кути завантаженості при перекиданні, тобто  $12,5^\circ$ ,  $57^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ;

- опрацьовано відповідні розрахункові схеми;

- складено розрахункові схеми та побудовано скінченно-елементну модель (СЕМ) кузова ПВ, який має «глуходонну» конструкцію і призначений для розвантаження на СРВП, з метою подальшого проведення розрахунків його міцності;

- визначено несприятливі сполучення груп навантажень, які водночас діють на кузов ПВ під час розвантажування, та реальних зон їх прикладення під час взаємодії з СРВП;

- проведено аналіз отриманих результатів НДС кузова ПВ і визначено його головні параметри. Як видно, максимальні величини еквівалентних напружень у конструкційних зонах бічної стінки при повному циклі перекидання кузова ПВ складають більше за 800 МПа, що значно перевищує припустимі 275-295 МПа для марок сталей, які застосовуються у вагонобудуванні, згідно [1-3, 7, 9, 13], і неминуче призводить до виникнення залишкових деформацій у конструкції вагона. Це особливо спостерігається при куті повороту системи на  $90^\circ$ , максимальні величини переміщень при цьому складають більш ніж 60-70 мм. Тому це питання в майбутньому доцільно вирішувати комплексно у двох напрямках: підвищення нагляду за технічним станом контактних робочих органів СРВП з конструкційними зонами ПВ та технологічне посилення найбільш слабких місць архітектури самого кузова ПВ;

- з метою підтвердження ймовірності отриманих результатів теоретичних розрахунків у подальшому має бути і планується проводитися обов'язкова процедура з верифікації та валідації під час запланованих натурних випробувань.

Отримані рекомендації щодо зміцнення і адаптації конструкції кузова ПВ до реальних умов розвантаження на СРВП напругу впливатиме на зменшення кількості пошкоджень і експлуатаційних несправностей, тому ці заходи першочергово мають бути покладені в основу на стадії проектування, розробки і побудови конструкцій кузовів ПВ нових поколінь, які призначені для продуктивного вивантажування на вагоноперекидачах, згідно [3, 13].

## ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ

- [1] Розробка та дослідження технічних засобів для підвищення надійності вантажних вагонів і продуктивності вивантаження сипких вантажів: Звіт з НДР (заключний) / Вагони і вагонне господарство; керівник теми В.Ф. Головка // № Держ. реєстр. 0104U003237. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – 173 с.
- [2] Пат. 38112 Україна, МПК<sup>7</sup> B65G67 / 48 . Вагоноперекидач: Пат. 38112 Україна, МПК<sup>7</sup> B65G67 / 48 / Головка В.Ф., Венцель Є.С., Деркач І.А., Візняк Р.І. (Україна); УкрДАЗТ. №1771-III. Заявл. 30.05.2000. Опубл. 16.12.2002. Бюл. №12. – 8 С. URL: <https://uapatents.com/patents/viznyak-ruslan-ivanovich> (last access: 28.10.2021).
- [3] Phillips D. Dump the ore!: Fast unloading of iron ore transported by rail. *Bulk Solids Handling*, 35 (3), pp. 34-35, (2015). URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84982273217&partnerID=40&md5=ccca393fc4015572137fe87b876d1f76> (last access: 07.12.2021).
- [4] Kovalev, R., Sakalo, A., Yazykov, V., Shamdani, A., Bowey, R., Wakeling, C. Simulation of longitudinal dynamics of a freight train operating through a car dumper. *Vehicle System Dynamics*, 54 (6), pp. 707-722. Cited 21 times. (2016). URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84961200786&doi=10.1080%2f00423114.2016.1153115&partnerID=40&DOI: 10.1080/00423114.2016.1153115> (last access: 07.12.2021).
- [5] Drozdnik, I.D., Miroshnichenko, D.V., Shmeltser, E.O., Kormer, M.V., Pyshyev, S.V. Investigation of possible losses of coal raw materials during its technological preparation for coking Message 2. The actual mass variation of coal in the process of its storage and crushing *Petroleum and Coal*, 61 (3), pp. 631-637. Cited 3 times, (2019). URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85074480973&partnerID=40&md5=46772fd599b63588baedeccb3a999441> (last access: 07.12.2021).

- [6] ДСТУ ГОСТ 22235:2015 Вагони вантажні магістральних залізничних доріг колії 1520 мм. Загальні вимоги щодо забезпечення збереження під час завантажувально-розвантажувальних та маневрових робіт (ГОСТ 22235-2010, IDT), [Чинний від 2010-11-12]. Вид. офіц. Київ, 2015. 24 с. URL: [https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/997\\_102](https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/997_102) (дата звернення: 14.02.2022).
- [7] Візник Р.І. Дослідження особливостей взаємодії рухомого складу з технічними засобами вантажно-розвантажувальних робіт у залізнично-водному сполученні: Грант Президента України для підтримки наукових досліджень молодих учених. – Док. № JP/F11/0070 від 21.01.06// № держ. р. 0106U004123. – Харків: УкрДАЗТ, 2006.–144с. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1279/2005> (дата звернення: 29.10.2021).
- [8] Herzog, M., Severin, F., Wirtz, R. Developing the high performance car dumper: Wagon dumper technology and its associated infrastructure; Part 1 [Article@Der Weg zum Hochleistungskipper: Die Technik der Waggonkipper und die notwendige Infrastruktur; Teil 1]. Cement International, 19 (2), pp. 26-35. (2021). URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85108105078&partnerID=40&md5=d2122b166bc0ec462ed18937643a5ab4> (last access: 07.12.2021).
- [9] Пат. 72360 Україна, № 72360 МПК<sup>7</sup> В61F 1/00, В61D 3/00. Піввагон з глухим кузовом: Пат. 72360 Україна, № 72360 МПК<sup>7</sup> В61F 1/00 / Чепурченко І.В., Візник Р.І. (Україна); УкрДАЗТ. №u201203065; Заявл. 16.03.2012. Опубл. 10.08.2012. Бюл. №6. – 9 С.
- [10] Рибін А.В. Проблеми забезпечення збереження інвентарного парку напіввагонів в експлуатації. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2013, вип. 139. С. 269-273. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.139.2013.87305>

- [11] Bruni S., Vinolas J., Berg M., Polach O., Stichel S. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. Vehicle system dynamics. Electrical and Electronics Engineers. 2011, № 49(7). pp.1021–1072. URL: <https://www.researchgate.net/publication/261525842> (last access: 17.05.2021).
- [12] Anyakwo A. Pislaru C., Ball A. Modelling rail vehicle dynamics using a novel 3d wheel-rail contact model. Electrical and Electronics Engineers. 2013, №5.pp. 463–468. URL: <http://www.ijac.net/cn/article/doi/10.1007/s11633-012-0640-6> (last access: 18.05.2021).
- [13] ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). Чинний від [2014-12-02]. Вид. офіц. Київ, 2014. – 32 с. URL:<http://uas.org.ua> (дата звернення: 17.05.2021).